

охлаждения кристаллизатора МНЛЗ. Перегретый пар поступает в турбину для выработки электроэнергии [4].

Таким образом, замена теплоносителя в кристаллизаторе МНЛЗ на другой позволяет получить энергосберегающий эффект около 20 %, частично используя теплоту стали в кристаллизаторе МНЛЗ для генерации электроэнергии на собственные нужды предприятия.

Применение подобранных теплоносителей открывает возможность использовать теплоту с высоким потенциалом, что дает существенный энергосберегающий эффект. Например, при объеме выплавки стали в мире порядка 1,5 млрд т в год для конвертерного производства энергосберегающий эффект составит до 247,5 млрд руб.

Список литературы

1. Смирнов Н. А. О перспективных направлениях технологического развития металлургии // Электрометаллургия. 2011. № 12. С. 33–35.
2. Влияние замены теплоносителя на тепловой режим стенки кристаллизатора МНЛЗ / Х. Н. Аловадинова, С. В. Матвеев, Е. Г. Нешпоренко, С. В. Картавцев // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика : XX Междунар. науч.-техн. конф. студ. и асп.: тез. докл. : в 4 т. М. : Издательский дом МЭИ, 2014. Т. 3. С. 124.
3. Клименко А. В., Зорин В. М. Тепловые и атомные электростанции: справочник. 4-е изд., стереот. М. : Издательский дом МЭИ, 2007. Кн. 3. 648 с.
4. Рассохин Н. Г. Парогенераторные установки атомных электростанций. М. : Энергоатомиздат, 1987. 384 с.

УДК 621.311.22

Амарская И. Б., Белоусов В. С., Богатова Т. Ф., Рыжков А. Ф., Гордеев С. И.
Уральский федеральный университет,
tot@urfu.ru

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПАРОГАЗОВОГО ЦИКЛА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ СРЕДНЕ- И НИЗКОКАЛОРИЙНОГО ТОПЛИВА

Значительный сектор перспективной угольной энергетики занимают разработки ПГУ с внутрицикловой газификацией угля и сжиганием в камере сгорания ГТУ среднекалорийных и низкокалорийных синтез-газов, горючая часть которых состоит из СО и Н₂ [1].

В процессах сжатия топлива и воздуха в компрессорах и расширения в турбине расходы газов, теплоемкости и показатели адиабаты, от которых зависят удельные работы и количества подведенной в камере сгорания и отведенной в котле-утилизаторе теплоты, различны. Это связано с соотношением количеств двух- и трехатомных газов в продуктах сгорания, а также с тем, что теплоемкости и показатели адиабаты существенно зависят от температуры. На это обстоятельство обращено внимание в [2], где сравнивается термодинамическая эффективность ГТУ на доменном и природном газах, сжигание которых приводит к различному содержанию СО₂ в продуктах сгорания.

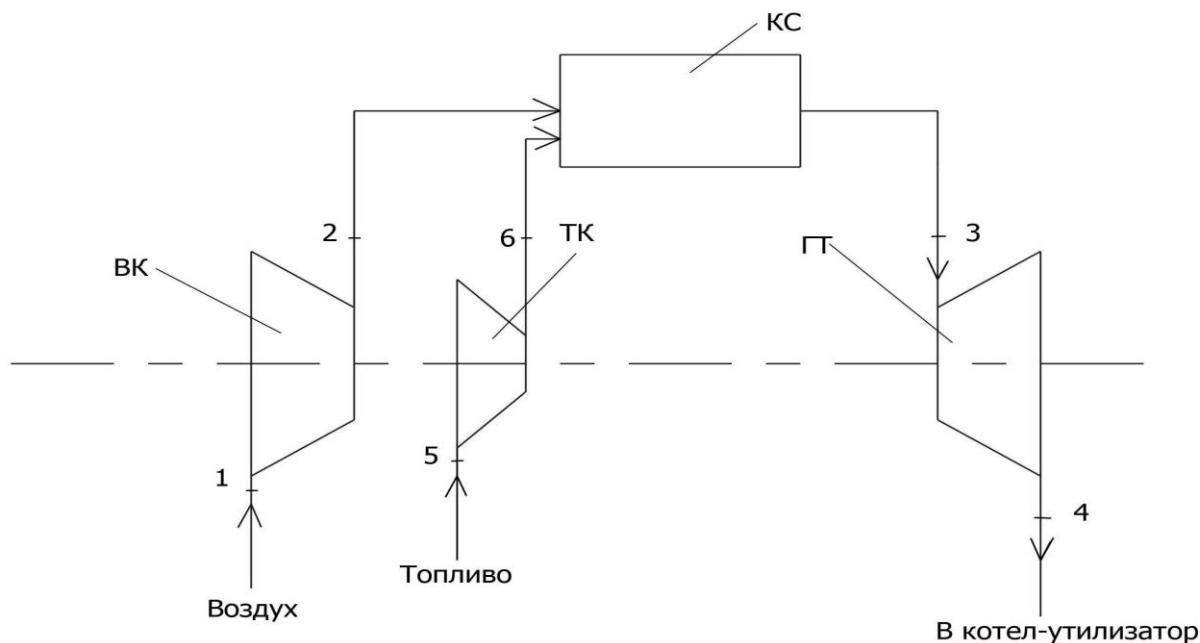


Рис. 1. Упрощенная схема ГТУ:

ВК, ТК – воздушный и топливный (дожимной) компрессоры; ГТ – газовая турбина;
КС – камера сгорания

Для анализа влияния этих предположений на термодинамическую эффективность парогазового цикла нами была рассмотрена упрощенная схема ГТУ (рис. 1) со следующими допущениями:

- в камере сгорания происходит полное сгорание топлива;
 - учитываются только потери в компрессорах и турбине (внутренние относительные КПД 0,86 и 0,88 соответственно);
 - отсутствуют расходы сжатого воздуха на охлаждение лопаток турбины;
 - КПД паротурбинного цикла принят равным 0,4;
 - молярные теплоемкости и показатели адиабаты не зависят от температуры.
- При расчете степень повышения давления топлива и воздуха принималась равной 20, температура продуктов сгорания перед турбиной 1200 °С.

Источником трехатомных газов в продуктах сгорания служат водород, оксид углерода, метан и углерод. В общем случае в состав топлива эти соединения входят в различных соотношениях. В нашем анализе в качестве топлива рассматривались как предельные случаи (водород, оксид углерода и метан), так и водород и оксид углерода в различных соотношениях с азотом в качестве балластного газа. Состав продуктов сгорания, коэффициент избытка воздуха α и расходы воздуха и продуктов сгорания можно определить по заданной температуре газа на выходе из камеры сгорания и тепловому балансу камеры сгорания. Результаты расчета характеристик ПГУ для предельных случаев приведены в таблице. Данные по расходам и мощностям в этой таблице отнесены к единичной мощности (1 МВт) ПГУ.

Как видно из данных таблицы, увеличение КПД ПГУ и уменьшение мощностей связано с увеличением объемной теплотворности топлива; корреля-

ции между содержанием трехатомных газов и характеристиками ПГУ, прежде всего, КПД цикла, как это предполагалось в [2], не существует.

При одинаковой мощности ПГУ наиболее эффективным топливом является природный газ, так как в этом случае минимальны мощности компрессоров и турбины, определяющие габариты компрессоров и турбины, и максимально значение КПД ГТУ.

Характеристики парогазового цикла при использовании в качестве топлива чистых газов

Характеристики	Топливо		
	CO	CH ₄	H ₂
Низшая теплота сгорания, МДж/м ³	12,6	35,8	10,8
Содержание трехатомных газов в продуктах сгорания, % по объему	8,5	9,1	9,7
Удельные мощности, МВт/МВт:			
топливный компрессор	0,080	0,026	0,094
воздушный компрессор	1,033	1,001	1,031
турбина	1,770	1,698	1,779
газотурбинная установка	0,657	0,670	0,654
паротурбинная установка	0,343	0,330	0,346

При анализе циклов, где в качестве топлива используются водород и оксид углерода в различных соотношениях, оказалось, что КПД ПГУ зависит практически только от соотношения между объемными расходами водорода и оксида углерода, $\dot{V}_{CO}/\dot{V}_{H_2}$, и не зависит от объемных долей горючих компонентов. Практически также ведут себя объемный расход продуктов сгорания и мощность турбины, суммарный расход топлива и воздуха в компрессорах и суммарная мощность компрессоров.

От величины объемной доли горючих компонент в топливной смеси при данном соотношении $\dot{V}_{CO}/\dot{V}_{H_2}$ зависят только расходы и мощности топливного и воздушного компрессоров (рис. 2 для $\dot{V}_{CO}/\dot{V}_{H_2} = 2$).

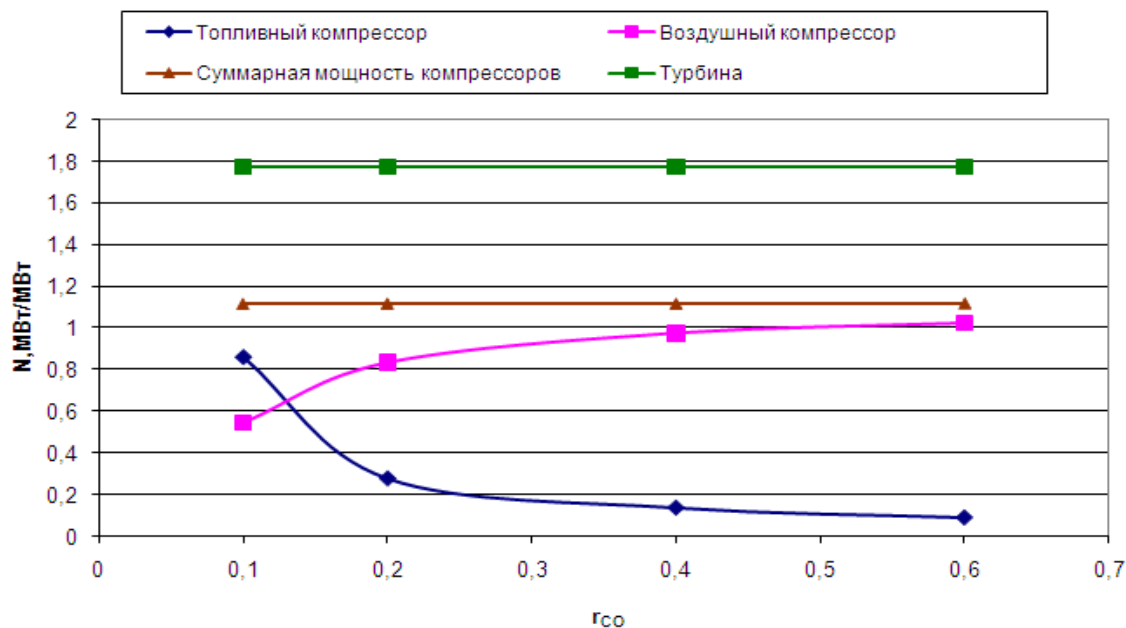


Рис. 2. Зависимость мощностей от объемной доли CO в топливе

В заключение необходимо отметить, что детальный учет потерь энергии, прежде всего потерь на охлаждение турбинных лопаток и тепловых потерь в камере сгорания, не предусмотренный в рамках принятой расчетной модели, а также учет зависимости теплоемкостей от температуры приведет к изменению количественных характеристик полученных результатов, не изменяя качественного анализа.

Исследование выполнено в Уральском федеральном университете за счет гранта Российского научного фонда (проект № 14-19-00524).

Список литературы

1. Giuffrida A., Romano M. C., Lozza G. Thermodynamic analysis of air-blown gasification for IGCC applications // Applied Energy. 2011. V. 88. № 511. P. 3949–3958.
2. Design for F Class Blast Furnace Gas Firing 300 MW Gas Turbine Combined Cycle Plant / Toyooki Komori, Hiroyuki Hara, Hisato Arimura, Yohsuke Kitauchi // Proceedings of the International Gas Turbine Congress. Tokyo. 2003. Nov. 2–7.

УДК 536.49

Анисимова О. Ю., Шульц Л. Г.
Самарский государственный технический университет
oksanaanisimovaj@gmail.com

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ РАЗОГРЕВА БИТУМА ЭЛЕКТРОНАГРЕВОМ И ГАЗОМ

Самарское предприятие «Ротор» совместно со своими установками для производства асфальта поставляет емкости для хранения битума. При этом обогрев битума этих емкостей возможен как электричеством, так и горячей водой, получаемой в газовом водогрейном котле. Ниже, по заданию предприятия, приведен сравнительный расчет затрат разогрева битума электричеством и газом.

Исходные данные

1. Характеристика емкости для битума:

диаметр внутренний ($d_{\text{вн}}$), м	– 3,2
длина (L), м	– 10,72
толщина стенки ($\delta_{\text{ст}}$), м	– 0,006
теплоемкость стали ($C_{\text{ст}}$), кДж/(кг·гр.)	– 0,63
доля объема емкости, занятая битумом (r)	– 0,8
плотность металла ($\rho_{\text{м}}$)	– 7800